



①9 BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENTAMT

⑫ **Offenlegungsschrift**  
⑩ **DE 41 28 087 A 1**

⑤1 Int. Cl.<sup>5</sup>:  
**B 60 T 8/00**  
B 60 T 8/18  
B 60 T 8/30

②1 Aktenzeichen: P 41 28 087.3  
②2 Anmeldetag: 24. 8. 91  
④3 Offenlegungstag: 25. 2. 93

DE 41 28 087 A 1

⑦1 Anmelder:  
Robert Bosch GmbH, 7000 Stuttgart, DE

⑦2 Erfinder:  
Urban, Werner, Dipl.-Ing., 7257 Ditzingen, DE;  
Binder, Jürgen, Dipl.-Ing. (FH), 7141  
Schwieberdingen, DE; Willmann, Karl-Heinz,  
Dipl.-Ing., 7149 Freiberg, DE

⑤6 Für die Beurteilung der Patentfähigkeit  
in Betracht zu ziehende Druckschriften:

DE	39 41 409 C1
DE	40 26 627 A1
DE	40 26 626 A1
DE	37 31 756 A1
DE	35 35 843 A1
DE	35 18 221 A1
DE	33 01 948 A1

⑤4 Bremsdruckregelanlage für ein Fahrzeug

⑤7 Es wird ein Bremsdruckregelsystem für ein Fahrzeug beschrieben, bei dem der Bremsdruck an der Vorderachse vom Fahrer vorgegeben und der Bremsdruck an der Hinterachse eingeregelt wird.  
Die Regelung ist so ausgelegt, daß der Schräglaufwinkel der Hinterachse dem Schräglaufwinkel der Vorderachse angeglichen wird.

DE 41 28 087 A 1

## Beschreibung

## Stand der Technik

Die Bremskraftverteilung eines üblichen Fahrzeugs bezieht sich auf das Verhältnis zwischen Vorder- und Hinterachsbremskraft.

Dieses Verhältnis kann vom Fahrer nicht beeinflußt werden, da er mit einem Bremspedal beide Achsen abbremst, so daß bei der Auslegung der Fahrzeugbremsen die Bremskraftverteilung ganz gezielt festgelegt werden muß.

Das Ziel einer idealen Bremskraftverteilung besteht zum einem darin, die Vorder- und Hinterachse gleich stark (bezogen auf die dynamischen Achslasten) abzubremsen, zum anderen darin, bei Kurvenbremsung die Verteilung so zu wählen, daß ein neutrales Fahrverhalten erreicht wird. Hierbei ist das Ziel des neutralen Fahrverhaltens dem Ziel der gleich großen Abbremsung übergeordnet.

Die gleich große Abbremsung (bezogen auf die dynamischen Achslasten) vorn und hinten kann bei Geradeausfahrt erreicht werden. Bei Kurvenfahrt (vor allem im Kurvengrenzbereich) muß zugunsten des Fahrverhaltens die Abbremsung der Hinterachse niedriger gewählt werden als an der Vorderachse.

Die Ursache liegt darin, daß trotz Achslastverlagerung die Zentrifugalkraft im Fahrzeugschwerpunkt wirkt, so daß die Hinterachse eine höhere Seitenführungskraft bezogen auf die dynamische Achslast übertragen muß als die Vorderachse. Diese höhere Seitenführungskraft wird durch eine geringere Abbremsung erreicht.

Die ideale Bremskraftverteilung zwischen vorn und hinten hängt von folgenden Faktoren ab:

- statische Gewichtsverteilung und Schwerpunktslage (beim jeweiligen Beladungszustand),
- Fahrzeuglängsverzögerung,
- Fahrzeugquerbeschleunigung,
- Motorschleppmoment,
- Steigung/Gefälle.

Bei der konventionellen Bremsenabstimmung ist die Bremskraftverteilung unabhängig von diesen Faktoren: sie besteht aus einem festen Verhältnis zwischen vorn und hinten und wird dadurch realisiert, daß vorn und hinten derselbe Hydraulikdruck auf unterschiedlich große Bremsen wirkt.

Die Bremskraftverteilung wird entsprechend den gesetzlichen Vorschriften so gewählt, daß möglichst die Hinterachse nicht vor der Vorderachse zum Blockieren kommt. Diese Forderung ist darin begründet, daß bei zu stark gebremster Hinterachse das Fahrzeug bei Kurvenbremsung instabil werden kann, d. h. es kann zum Schleudern führen.

Nachteile der konventionellen Bremskraftverteilungen sind:

- schlechter Bremsweg, solange die Vorderräder nicht blockieren bzw. nicht in ABS-Regelung sind (vor allem bei beladenem Fahrzeug)
- hohe Beanspruchung der Vorderradbremse (Belagverschleiß, Platzbedarf von großen Bremsen)
- eingeschränkte Lenkbarkeit durch hohe Abbremsung der Vorderräder,
- instabiles Kurvenbremsverhalten, das bei der Wirkung von folgenden Faktoren möglich ist:
  - Motorschleppmoment,
  - Gefällefahrt,
  - hohe Verzögerung (oberhalb des Schnittpunktes der idealen mit der konventionellen Verteilung),
  - Bremskraftverteilung ausgelegt für hohe Hinterachsabbremsung (die vom Gesetzgeber geforderte Verteilung bei Geradeausfahrt kann trotzdem erfüllt sein!);
  - Toleranzen im Reibwert Bremsbelag/Bremsscheibe,
  - Veränderungen in der Bremsanlage (heiße Vorderradbremse, sprich Fading).

Ist bei einem Fahrzeug die ideale Bremskraftverteilung stark abhängig von der Fahrzeuglängsverzögerung, wird normalerweise ein Hinterachsdrukbegrenzer oder -minderer eingesetzt.

Ist bei einem Fahrzeug die ideale Bremskraftverteilung zusätzlich noch stark vom Beladungszustand abhängig, wird üblicherweise ein lastabhängiger Hinterachsdruk-minderer oder -begrenzer verwendet.

Diese Begrenzer, bzw. Minderer sind für manche Fahrzeuge sicherlich notwendig, sie verschlechtern aber prinzipiell die Stabilität bei Kurvenbremsung (im Vergleich zur konventionellen Festabstimmung, also zur nicht abgelenkten Geraden).

Ein weiteres Problem besteht darin, daß die Druckminderer und -begrenzer ihre Funktion durch einen Fehler verlieren können, ohne daß dieser Fehler vom Fahrer bemerkt werden kann (auch im Service wird die Funktion nicht überprüft).

Gemäß einem älteren Vorschlag (Patentanmeldung P 40 12 388.3) wird der Hinterachsdruk so geregelt, daß das langsamste Hinterrad geringfügig langsamer läuft als das schnellste Vorderrad. Bei Geradeausfahrt ist damit eine hohe Hinterachsabbremsung gewährleistet. Bei Kurvenfahrt wird infolge der Kreiskinetik und der Radlastverlagerung (links – rechts) die Hinterachse mit dieser Regelung geringer abgebremst als die Vorderachse. Hierbei werden Radgeschwindigkeitssensoren und Drucksensoren für den Druck an der Hinter- bzw. Vorderachse benötigt.

## Vorteile der Erfindung

Gegenüber der Lösung des älteren Vorschlags wird durch die Erfindung erreicht, daß keine unterbremsste Hinterachse bei Kurvenbremsung (enge Kurve unterhalb Kurvengrenzgeschwindigkeit) infolge der Kreisgeometrie auftritt, daß Reifentoleranzen keine Auswirkungen haben und daß der Sollwert des Stabilitätsreglers nicht gesteuert vorgegeben, sondern im Sinne eines neutralen Fahrverhaltens durch die Vorderräder bestimmt wird.

Gemäß der Erfindung werden die vorhandenen Druckinformationen und die entsprechenden Radreaktionen zur Ableitung wichtiger Zustandsgrößen wie Radkräfte ( $F_{br}$ ,  $F_{nor}$ ) bzw. Bremsschlüpf  $\lambda$  herangezogen. Somit ist mit der erfindungsgemäßen Lösung eine geschlossene Lösung zur Regelung auf gleiche Schräglaufwinkel an Vorder- und Hinterachse und somit auf neutrales Fahrzeugverhalten gegeben; dies gilt für jede Fahrsituation, also auch für enge Kurven.

Neutrales Bremsverhalten ist durch etwa gleichen Schräglaufwinkel an Vorder- und Hinterachse charakterisiert. Somit ist der Schräglauf eine ideale Regelgröße.

Mit der vorhandenen Sensorik (Radgeschwindigkeiten und Drucksignale) läßt sich diese Größe nun nicht explizit ermitteln. Da jedoch bei der Stabilitätsregelung durch elektrische Bremskraftverteilung nicht auf Absolutwerte geregelt wird, sondern "lediglich" gleicher Schräglauf an Vorder- und Hinterachse angestrebt wird, genügt es eine geeignete Zustandsgröße zu finden, die einerseits vom Schräglaufwinkel abhängt und andererseits mit der zur Verfügung stehenden Sensorik ermittelt werden kann.

Die Steigung der Kraftschlußbeiwert/Schlupf-Kurve im linearen Bereich ist nun ein Maß für den Schräglaufwinkel und wird deshalb als Regelgröße für die Stabilitätsregelung verwendet.

In den erfindungsgemäßen Verfahren werden die zur Ermittlung der Steigung m erforderlichen Größen  $F_{br}$ ,  $F_N$  und  $\lambda$  aus den vorhandenen Raddrücken und Radgeschwindigkeiten  $V_R$  wie folgt abgeschätzt:

1. Aus dem Vorderachsdruck  $p_{va}$ , dem Hinterachsdruck  $p_{ha}$  und Bremskennwerten werden die Bremskräfte  $F_{br}$  ermittelt:

$$\text{Vorderräder: } F_{Br, vl} = F_{Br, vr} = C^* \cdot v_A \cdot p_{va} \cdot A_{K, VA} \cdot r_{Br, VA} / r_{dyn, vorn} \cdot \eta_{VA}$$

$$\text{und für die Hinterräder: } F_{Br, hl} = F_{Br, hr} = C^* \cdot v_A \cdot p_{ha} \cdot A_{K, HA} \cdot r_{Br, HA} / r_{dyn, hint} \cdot \eta_{HA}$$

dabei ist:

$C^*$  innere Übersetzung der Bremse (Verhältnis von Umfangskraft zu Spannkraft). Für Scheibenbremsen gilt

$$C^* = 2\mu_{Br}$$

$\mu_{Br}$  = Belagreibwert

$A_K$  Kolbenfläche des Radbremszylinders

$r_{Br}$  wirksamer Reibradius

$r_{dyn}$  dynamischer Reifenhalmesser

$\eta$  Wirkungsgrad

2. Aus  $v_R$ ,  $p_{va}$ ,  $F_{br}$  und FZ-Masse erhält man die FZ-Verzögerung  $a_1$ :

Zunächst wird mittels eines Linienfilters die Verzögerung des schnellsten Vorderrades (nicht angetriebenes Rad) ermittelt; dabei wird über n Stützpunkte der Radgeschwindigkeit eine optimale Gerade (im Sinne einer Minimierung der Abstandskvadrat zwischen Geschwindigkeitswerten und Geradepunkten) gelegt und deren Steigung  $V_R$  bestimmt.

Aus dieser Radverzögerung wird dann die Verzögerung des frei rollenden Rades wie folgt abgeschätzt

$$a_1 = \dot{V}_R / (1 - \lambda_R)$$

Da im betrachteten Teilbremsbereich (= linearer Ast der  $\mu$ - $\lambda$ -Kurve) der Radschlupf  $\lambda_R$  in guter Näherung direkt proportional dem anliegenden Raddruck ist (unabhängig von  $\mu$ ), wird die Verzögerung des frei rollenden Vorderrades wie folgt abgeschätzt:

$$a_1 = \dot{V}_R / (1 - c^* p_{va}),$$

wobei die Konstante  $c$  einmalig für eine Standardsituation bestimmt wird ( $\rightarrow$  Initialisierungswert für Regelung) und während der Regelung in der Anpassungsphase für die Referenzgeschwindigkeit ( $\rightarrow$  siehe Punkt 3.) entsprechend der Fahrsituation korrigiert wird.

Um die ermittelten Referenzverzögerungen physikalisch sinnvoll abzugrenzen, werden mittels des Impulssatzes aus den errechneten Bremskräften für die größtmögliche und kleinstmögliche FZ-Masse Grenzwerte für die Referenzverzögerung errechnet:

$$a_{1min} = -1/m_{FZ, max} \sum_{i=1}^4 F_{Br}(i) - \epsilon$$

$$a_{1max} = -1/m_{FZ, min} \sum_{i=1}^4 F_{Br}(i) - \epsilon$$

mit  $\epsilon$ : Korrekturwert wegen Sicherheit (z. B. Bremsen am Berg).

3. Aus  $a_1$ ,  $v_{\text{Rad}}$ ,  $p_{\text{va}}$  erhält man die Referenzgeschwindigkeit  $v_{\text{ref}}$  für linke und rechte FZ-Seite.

Im Gegensatz zur Referenzverzögerung, welche allgemein für alle Radgeschwindigkeiten gilt, wird für die beiden FZ-Seiten (links/rechts) jeweils eine eigene Referenzgeschwindigkeit ermittelt.

Die folgenden Ausführungen zur Ermittlung der Referenzgeschwindigkeit beschränken sich auf eine FZ-Seite; die Referenz für die andere FZ-Seite ergibt sich entsprechend.

Grundsätzlich werden bei der Bestimmung der Referenzgeschwindigkeit 2 Phasen unterschieden:

- Extrapolationsphase,
- Anpassungsphase,

wobei die Extrapolationsphase eine bestimmte Zeit durchlaufen wird und danach durch eine kurze Anpassungsphase (1 Zyklus) unterbrochen wird, in der die Referenz in Steigung und Absolutwert korrigiert wird.

#### Extrapolationsphase

Die vergangene Referenzgeschwindigkeit wird mit der zuvor ermittelten Steigung  $a_1$  extrapoliert und somit ein neuer aktueller Referenzwert festgelegt.

#### Anpassungsphase

In der Anpassungsphase werden folgende 2 Größen korrigiert:

- a) Bremsschlupf/-druck-Proportionalitätsfaktor,
- b) Absolutniveau der Referenz,

zu a)

Es wird überprüft, wie die extrapolierte Referenzgeschwindigkeit bzgl. den Radgeschwindigkeiten der entsprechenden Seite liegt.

Da die Geschwindigkeit des frei rollenden Rades über den anliegenden Bremsschlupf mit der Radgeschwindigkeit im Zusammenhang steht, ( $v_{\text{ref}} = V_{\text{R, vorn}} / (1 - \lambda_{\text{BR}})$  erwarteter Referenzwert) kann überprüft werden, ob richtig oder aber zu steil bzw. zu flach extrapoliert worden ist; entsprechend wird dann eine Korrektur des Proportionalitätsfaktors vorgenommen:

zu flache Extrapolation:  $\rightarrow C_{\text{neu}} = C_{\text{alt}} + c_{\text{eps}}$   
zu steile Extrapolation:  $\rightarrow C_{\text{neu}} = C_{\text{alt}} - c_{\text{eps}}$ .

Bei der Korrektur des Proportionalitätsfaktors  $c$  werden beide Referenzen gegenseitig gestützt: es ist diejenige FZ-Seite maßgebend für eine Korrektur von  $c$ , deren extrapolierte Referenz die kleinere Abweichung vom erwarteten Referenzwert hat.

zu b):

Die Anpassung der Referenzgeschwindigkeit bzgl. Absolutniveau geschieht in der Weise, daß diese in der Anpassungsphase auf den erwarteten Referenzgeschwindigkeitswert

$$v_{\text{referw}} = V_{\text{Rad, vorn}} / (1 - c \cdot p_{\text{va}})$$

gesetzt wird.

Auch hier stützen sich die Referenzen gegenseitig:

Es gilt die Regel, daß grundsätzlich diejenige Referenz zuverlässiger ist, welche nicht so weit nach unten bzw. weiter nach oben zu korrigieren ist. Dementsprechend wird diese Referenz auf den erwarteten Wert  $v_{\text{refer}}$  gesetzt.

Die Referenzkorrektur der anderen FZ-Seite wird über einen  $PT_1$ -Filter durch die Korrektur der zuverlässigeren Referenz gestützt. Dadurch wird verhindert, daß ein stark in Schlupf gehendes Vorderrad die entsprechende Referenz mitzieht.

Es wird immer dann eine Anpassungsphase durchgeführt, wenn:

- eine feste Extrapolationszeit verstrichen ist, oder
- durch eine der beiden Referenzen ein vom Vordruck abhängiger Minimalschlupf bzgl. des entsprechenden Vorderrads unterschritten wird.

4. Aus den Radgeschwindigkeiten und der Spurweite läßt sich der Kurvenradius  $k_r$  abschätzen:

Zur näherungsweisen Bestimmung von Fahrzeuggeschwindigkeit  $V_{\text{FZ}}$  und Kurvenradius  $k_r$  werden die Radgeschwindigkeiten derjenigen Achse herangezogen, welche die kleinere Radgeschwindigkeitsdifferenz aufweist:

$V_l$ : linke Radgeschwindigkeit der maßgebenden Achse

$V_r$ : rechte Radgeschwindigkeit der maßgebenden Achse

Aus diesen beiden Geschwindigkeiten werden die zu bestimmenden Größen  $V_{FZ}$  und  $kr$  wie folgt abgeschätzt:

$$V_{FZ} = 0,5 \cdot (V_l + V_r);$$

$$kr = \text{Spurweite} \cdot V_{FZ}$$

$$/(|V_{\text{links}} - V_{\text{rechts}}|).$$

5. Aus  $kr$ ,  $V_{FZ}$  (links/rechts) erhält man die Querbesehleunigung  $a_q$ :

$$a_q = F_{FZ}^2 / kr$$

6. Aus  $a_l$ ,  $a_q$  ergeben sich die dynamischen Radaufstandskräfte  $F_N$ :

$$F_{N_{\text{vorn, au\ss en}}} = 0,5 \cdot (G_{VA} + \text{dyn}_l + \text{dyn}_q)$$

$$F_{N_{\text{vorn, innen}}} = 0,5 \cdot (G_{VA} + \text{dyn}_l - \text{dyn}_q)$$

$$F_{N_{\text{hinten, au\ss en}}} = 0,5 \cdot (G_{HA} - \text{dyn}_l + \text{dyn}_q)$$

$$F_{N_{\text{hinten, innen}}} = 0,5 \cdot (G_{HA} - \text{dyn}_l - \text{dyn}_q)$$

mit:

$$\text{dyn}_l = G \cdot a_{l, \text{bez}} \cdot \chi_l: \text{dynamischer Anteil aufgrund FZ-Längsverzögerung}$$

$$\text{dyn}_q = G \cdot a_{q, \text{bez}} \cdot \chi_q: \text{dynamischer Anteil aufgrund FZ-Querverzögerung}$$

$G$  Gewichtskraft des FZ

$G_{VA}$  statischer Vorderachslastenteil

$G_{HA}$  statischer Hinterachslastenteil

$a_{l, \text{bez}}$  bezogene FZ-Längsverzögerung ( $a_l/g$ )

$a_{q, \text{bez}}$  bezogene FZ-Querverzögerung ( $a_q/g$ )

$\chi_l$  radstandsbezogene Schwerpunktshöhe (Schwerpunktshöhe/Achsabstand)

$\chi_q$  spurweitenbezogene Schwerpunktshöhe (Schwerpunktshöhe/Achsabstand)

$F_{N_{\text{au\ss en/innen}}}$  bedeutet die Aufstandskraft des Kurvenäußeren bzw. Kurveninneren Rads.

7. Aus  $v_{\text{Rad}}$ ,  $v_{\text{ref}}$  erhält man den Bremsschlupf  $\lambda$ :

$$\lambda = 1 - (V_R / V_{\text{ref}})$$

8. Aus  $F_{Br}$ ,  $F_N$  und  $\lambda$  ergibt sich die Schlupfkurvensteigung  $m$ :

Für den betrachteten Teilbremsbereich zeigen die  $\mu$ - $\lambda$ -Kurven lineares Verhalten. Die Referenzsteigungen können deshalb aus den ermittelten Brems- und Radaufstandskräften sowie aus den abgeschätzten Brems-schlupfen wie folgt abgeschätzt werden:

$$\tan = \mu / \lambda = F_{Br} / (F_N \cdot \lambda)$$

$$\text{mit } \mu = \frac{F_{Br}}{F_N}$$

Mit  $m_{\text{soll}} = m_{\text{vorn}} = m_v$  und  $m_{\text{ist}} = m_{\text{hinten}} = m_h$  ist damit eine geschlossene Lösung zur Regelung auf gleiche Schrägläufwinkel und somit auf neutrales FZ-Verhalten möglich.

Oben wurde ein Verfahren zur Ermittlung der Steigung der Kraftschlußbeiwert/Schlupf-Kurve angegeben, basierend auf einer Auswertung von Absolutgrößen  $F_{Br}$ ,  $F_N$  und  $\lambda$ .

Diese Steigung kann jedoch auch durch Verwendung von Änderungsgrößen in folgender Form ermittelt werden:

$$\tan = \frac{\frac{\Theta}{r_{\text{dyn}}} \cdot \dot{V}_R + k_{Br} \cdot \dot{P}_{\text{Rad}}}{r_{\text{dyn}} F_N \cdot \lambda}$$

mit

$\Theta$  Radträgheitsmoment

$r_{\text{dyn}}$  dynamischer Reifenhalmmesser

$\dot{V}_R$  Radbeschleunigungsänderung

$k_{Br}$  Bremsenkennwert:  $2 \cdot \mu_{Br} \cdot r_{Br} \cdot A_k \cdot \eta$

mit

$\mu_{Br}$  = Belagreibwert

$r_{Br}, \eta$

$P_{Rad}$  Raddruckänderung  
 $\lambda$  Schlupfänderung

Diese Art der Auswertung bringt insbesondere den großen Vorteil mit sich, daß die beschriebene Regelung unabhängig von eventuellen Reifentoleranzen arbeitet.

Die Fig. 1 der Zeichnung zeigt, daß die  $\mu$ -Schlupfkurven vom Schräglaufwinkel  $\alpha$  abhängig sind.

Anhand der Fig. 2 wird an einem als Blockschaltbild dargestellten Regelprinzip ein Ausführungsbeispiel der Erfindung erläutert.

In der Bremsleitung 1 wird vom Fahrer der Vorderachsbremsdruck  $p_{va}$  vorgegeben, der auf die Vorderachsbremsen 2 einwirkt. Das dabei erzeugte Bremsmoment  $M_b$  wirkt auf den Block 3, der die Vorderräder, die Reifen und die Straße beinhalten soll. Als Folge ergeben sich Änderungen in den Geschwindigkeiten  $v_{vl}$  und  $v_{vr}$  der Vorderräder.

In der gezeichneten Stellung des Schalters 4 wird die Regelung der Achsdrücke auf gleiche Schräglaufwinkel vorgenommen. Einem Block 12 werden die Achsdrücke  $p_{va}$  und  $p_{ha}$  und die Radgeschwindigkeiten  $V_{Ri}$  zugeführt. In diesem Block 12 werden gemäß den oben aufgeführten Beziehungen 1.–8. die augenblicklichen Steigungen  $m_v$  und  $m_h$  der gültigen  $\mu$ -Schlupfkurven an den beiden Achsen ermittelt. Die Steigung  $m_v$  der Vorderachse geht als Sollwert zu einem Vergleich 13, dem auch die Steigung  $m_h$  zugeführt wird.

Die Differenz der  $m$ -Werte wird in einem Stabilitätsregler 14, der im wesentlichen ein Proportional-Differential-Übertragungs-Verhalten aufweist, in ein Sollwertsignal  $psoll-korr$  für den Hinterachsbremsdruck umgesetzt, auf den ein Druckregler 6 einregelt. Dieser erzeugt ein Steuersignal UK für ein Magnetventil 7, an das eine nicht gezeigte Druckquelle angeschlossen ist. Am Ausgang des Ventils 7 und in den Hinterachsbremsen 8 wird aufgrund der Rückführung eines diesem Bremsdruck entsprechenden Signals auf einer Leitung 9 zu einem Vergleich 10, ein Hinterachsbremsdruck eingeregelt, der dem vorgegebenen Sollbremsdruck entspricht. Auch hier beeinflußt das erzeugte Bremsmoment über einen Block 11 (Hinterräder, Reifen, Straße) die Geschwindigkeiten  $v_{hl}$ ,  $v_{hr}$  der Hinterräder.

Aus dem Vorderachsbremsdruck  $p_{va}$  wird entsprechend der idealen Bremskraftverteilung für voll beladenes Fahrzeug 5 ein oberer Grenzwert  $p_{sha}$  für den Hinterachsbremsdruck ermittelt.

Bei Überschreitung dieses Grenzwertes durch das im Stabilitätsregler ermittelten Sollwertsignal  $psoll-korr$  schaltet Schalter 4 in die nicht gezeichnete Stellung um.

Das in Fig. 2 dargestellte Regelprinzip gilt für eine Fahrzeugseite. Dem Druckregler gemäß der Erfindung kann ein ABS oder/und eine ASR nebengeordnet sein.

#### Patentansprüche

1. Bremsdruckregelanlage für ein Fahrzeug, bei dem der Bremsdruck an der Vorderachse durch den Fahrer vorgegeben wird und bei dem der Hinterachsbremsdruck eingestellt wird, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Regelung des Hinterachsbremsdrucks derart erfolgt, daß der Schräglaufwinkel der Hinterachse etwa dem der Vorderachse entspricht.

2. Bremsdruckregelanlage nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Steigung der  $\mu$ -Schlupf-Kurven für die Achsen ermittelt und der Hinterachsbremsdruck derart geregelt wird, daß an beiden Achsen etwa die gleiche Steigung vorliegt.

3. Bremsdruckregelanlage nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß zur Ermittlung der Steigungen die Radgeschwindigkeiten und die Drücke an den Bremsen der beiden Achsen ermittelt werden.

4. Bremsdruckregelanlage nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß der Hinterachsdruck auf einen oberen Grenzwert, welcher sich aus dem Vorderachsbremsdruck entsprechend der idealen Bremskraftverteilung für voll beladenes Fahrzeug ergibt, begrenzt wird.

5. Bremsdruckregelanlage nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Steigung der  $\mu$ -Schlupf-Kurve im wesentlichen aus den Schlupfänderungswerten, den Druckänderungswerten, den Radbeschleunigungsänderungswerten und den Radaufstandskräften ermittelt wird.

Hierzu 2 Seite(n) Zeichnungen

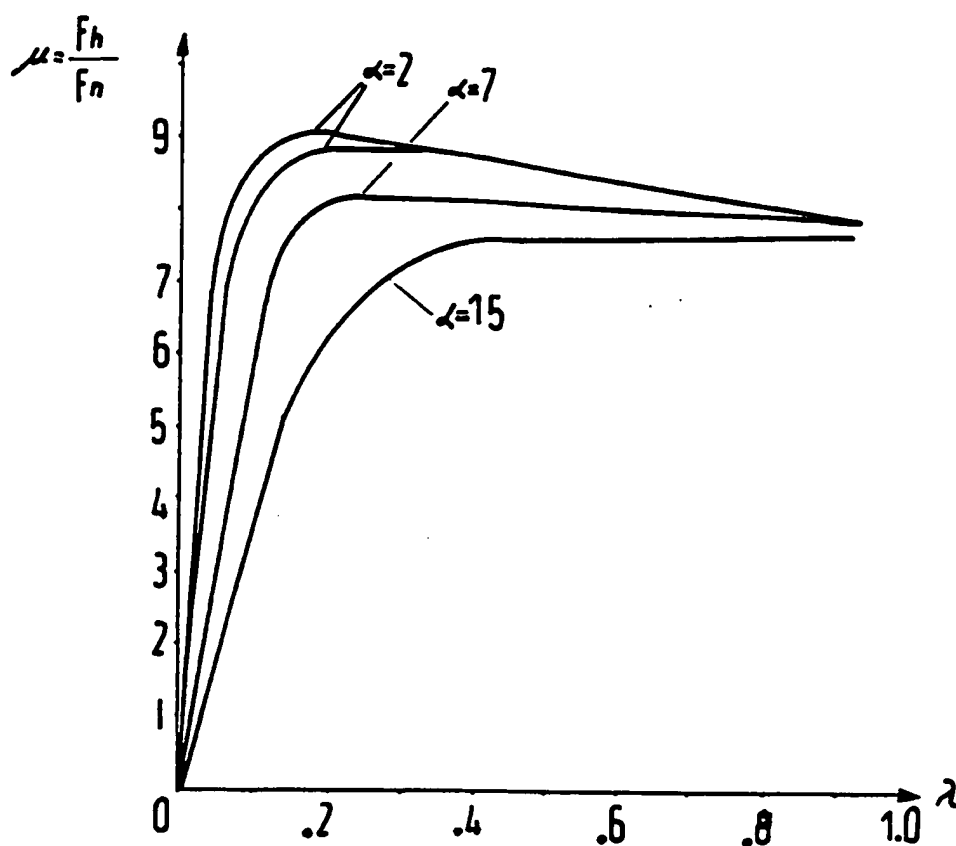
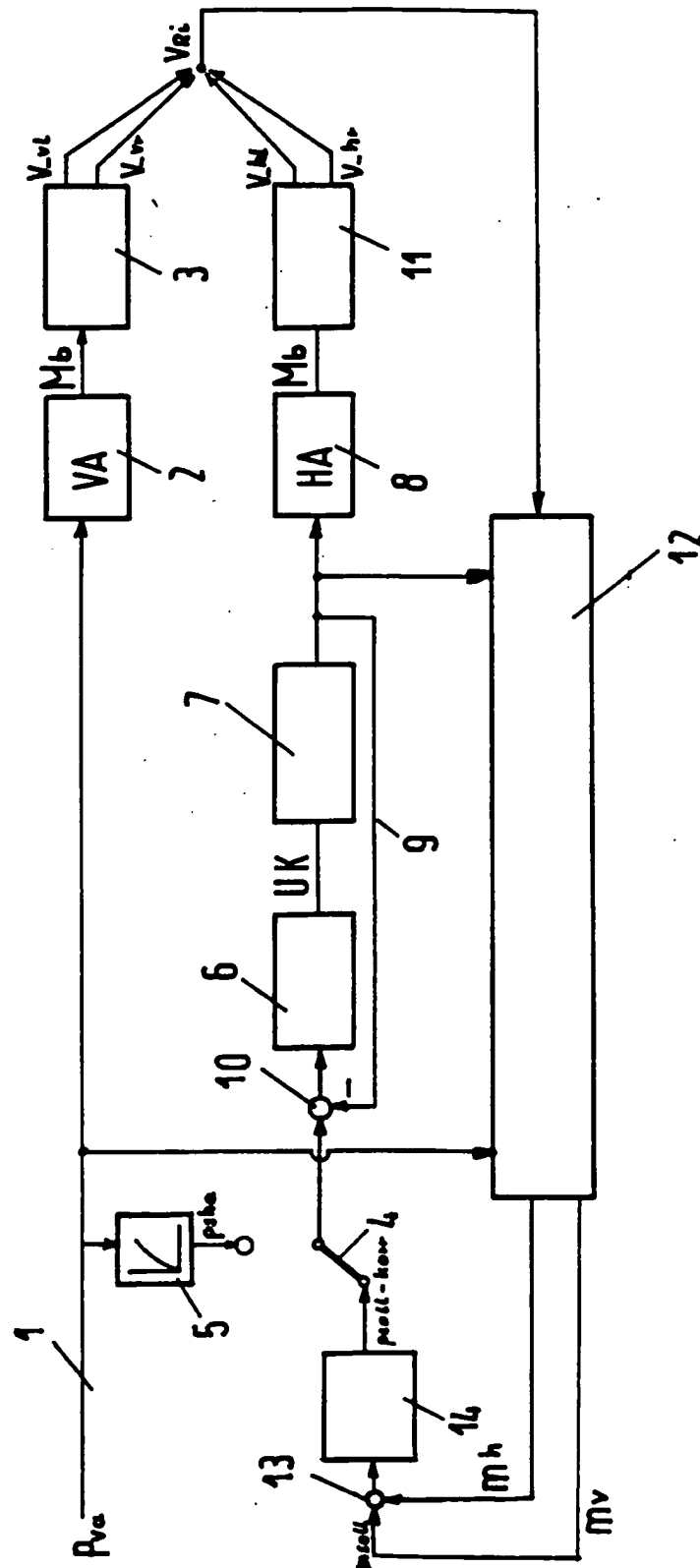


Fig.1



**Fig. 2**

**R 24627**